

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 8 月 2 9 日
Date of Application:

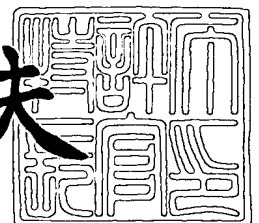
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 2 5 0 4 1 9
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 2 - 2 5 0 4 1 9]

出 願 人 日 本 精 工 株 式 有 限 公 司
Applicant(s):

2 0 0 3 年 7 月 2 5 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 NSK011360

【提出日】 平成14年 8月29日

【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿

【国際特許分類】 F16H 15/38

【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

【請求項の数】 1

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

 【氏名】 加藤 寛

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

 【氏名】 荒牧 宏敏

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

 【氏名】 棗田 伸一

【特許出願人】

 【識別番号】 000004204

 【氏名又は名称】 日本精工株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100087457

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 小山 武男

【選任した代理人】

【識別番号】 100120190

【弁理士】

【氏名又は名称】 中井 俊

【選任した代理人】

【識別番号】 100056833

【弁理士】

【氏名又は名称】 小山 欽造

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 035183

【納付金額】 21,000円

【プルーフの要否】 要

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0117920

【書類名】 明細書

【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 互いの内側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、且つ互いに独立した回転自在に支持された第一、第二のディスクと、それぞれがこれら第一、第二のディスクの中心軸に対し捻れの位置にある、互いに同心の 1 対の枢軸を中心として揺動する複数のトラニオンと、それぞれの一部をこれら各トラニオンの内側面から突出させた状態でこれら各トラニオンに支持された複数の変位軸と、これら各変位軸の一部でこれら各トラニオンの内側面から突出した部分の周囲に回転自在に支持された状態で、上記第一、第二の両ディスク同士の間挟持された複数のパワーローラと、これら各パワーローラの外端面と上記各トラニオンの内側面との間に設けられて、これら各パワーローラに加わるスラスト荷重を支承する複数のスラスト転がり軸受とを備え、これら各スラスト転がり軸受は、上記各パワーローラの外端面に形成された内輪軌道と、上記各トラニオンの内側面に支持された外輪の内側面に形成された外輪軌道と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の転動体と、これら各転動体を転動自在に保持する円環状の保持器とを備えたものであるトロイダル型無段変速機に於いて、この保持器を構成する保持器材料の密度を ρ_d とし、この保持器材料の弾性率を E_d とし、上記各転動体を構成する転動体材料の密度を ρ_c とし、この転動体材料の弾性率を E_c とした場合に、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ を満たす事の特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明に係るトロイダル型無段変速機は、例えば自動車用の変速機の変速ユニットとして、或は各種産業機械用の変速機として、それぞれ利用する。

【0002】

【従来の技術】

自動車用変速機として、図 1～2 に略示する様なトロイダル型無段変速機を使

用する事が研究され、一部で実施されている。このトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭62-71465号公報に開示されている様に、入力軸1と同心に、請求項に記載した第一のディスクである入力側ディスク2を支持し、この入力軸1と同心に配置した出力軸3の端部に、請求項に記載した第二のディスクである出力側ディスク4を固定している。トロイダル型無段変速機を納めたケーシングの内側には、上記入力軸1並びに出力軸3の中心軸に対して交差する事はないが、この中心軸の方向に対して直角若しくは直角に近い方向である捻れの位置にある枢軸5、5を中心として揺動するトラニオン6、6を設けている。

【0003】

即ち、これら各トラニオン6、6は、それぞれの両端部外面に上記枢軸5、5を、互いに同心に設けている。又、これら各トラニオン6、6の中間部には変位軸7、7の基半部を支持し、上記枢軸5、5を中心として上記各トラニオン6、6を揺動させる事により、上記各変位軸7、7の傾斜角度の調節を自在としている。上記各トラニオン6、6に支持した変位軸7、7の前半部の周囲には、それぞれパワーローラ8、8を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ8、8を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の、互いに対向する内側面2a、4a同士の間に挟持している。これら各内側面2a、4aは、それぞれ断面が、上記枢軸5を中心とする円弧若しくはこの様な円弧に近い曲線を、上記入力軸1及び出力軸3の中心軸の回りに回転させて得られる凹面をなしている。そして、球状凸面に形成した上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aを、上記内側面2a、4aに当接させている。

【0004】

上記入力軸1と入力側ディスク2との間には、ローディングカム式の押圧装置9を設け、この押圧装置9によって、上記入力側ディスク2を出力側ディスク4に向け、弾性的に押圧自在としている。この押圧装置9は、入力軸1と共に回転するカム板10と、保持器11により転動自在に保持した複数個（例えば4個）のローラ12、12とから構成している。上記カム板10の片側面（図1～2の左側面）には、円周方向に関する凹凸面である駆動側カム面13を形成し、上記入力側ディスク2の外側面（図1～2の右側面）にも、同様の形状を有する被駆

動側カム面 14 を形成している。そして、上記複数個のローラ 12、12 を、上記入力軸 1 の中心に関し放射方向の軸を中心とする回転自在に支持している。

【0005】

上述の様に構成するトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸 1 の回転に伴ってカム板 10 が回転すると、駆動側カム面 13 が複数個のローラ 12、12 を、入力側ディスク 2 の外側面に形成した被駆動側カム面 14 に押圧する。この結果、上記入力側ディスク 2 が、上記複数のパワーローラ 8、8 に押圧されると同時に、上記駆動側、被駆動側両カム面 13、14 と複数個のローラ 12、12 との押し付け合いに基づいて、上記入力側ディスク 2 が回転する。そして、この入力側ディスク 2 の回転が、前記複数のパワーローラ 8、8 を介して出力側ディスク 4 に伝達され、この出力側ディスク 4 に固定の出力軸 3 が回転する。

【0006】

入力軸 1 と出力軸 3 との回転速度比（変速比）を変える場合で、先ず入力軸 1 と出力軸 3 との間で減速を行なう場合には、前記各枢軸 5、5 を中心として前記各トラニオン 6、6 を所定方向に揺動させる。そして、上記各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a が図 1 に示す様に、入力側ディスク 2 の内側面 2a の中心寄り部分と出力側ディスク 4 の内側面 4a の外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、前記各変位軸 7、7 を傾斜させる。反対に、増速を行なう場合には、上記枢軸 5、5 を中心として上記各トラニオン 6、6 を反対方向に揺動させる。そして、上記各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a が図 2 に示す様に、入力側ディスク 2 の内側面 2a の外周寄り部分と出力側ディスク 4 の内側面 4a の中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各変位軸 7、7 を傾斜させる。これら各変位軸 7、7 の傾斜角度を図 1 と図 2 との中間にすれば、入力軸 1 と出力軸 3 との間で、中間の変速比を得られる。

【0007】

又、図 3～4 は、例えば実願昭 63-69293 号（実開平 1-173552 号）のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたトロイダル型無段変速機の 1 例を示している。入力側ディスク 2 と出力側ディスク 4 とは円管状の入力軸 15 の周囲に、それぞれニードル軸受 16、16 を介して回転自在に支持して

いる。又、カム板 10 は上記入力軸 15 の端部（図 3 の左端部）外周面にスプライン係合させ、鏢部 17 により上記入力側ディスク 2 から離れる方向への移動を阻止している。そして、このカム板 10 とローラ 12、12 とにより、上記入力軸 15 の回転に基づいて上記入力側ディスク 2 を、上記出力側ディスク 4 に向け押圧しつつ回転させる、ローディングカム式の押圧装置 9 を構成している。上記出力側ディスク 4 には出力歯車 18 を、キー 19、19 により結合し、これら出力側ディスク 4 と出力歯車 18 とが同期して回転する様にしている。

【0008】

1 対のトラニオン 6、6 の両端部は 1 対の支持板 20、20 に、揺動並びに枢軸 5、5 の軸方向（図 3 の表裏方向、図 4 の左右方向）の変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン 6、6 の中間部に形成した円孔 21、21 部分に、変位軸 7、7 を支持している。これら各変位軸 7、7 は、互いに平行で且つ偏心した支持軸部 22、22 と枢支軸部 23、23 とを、それぞれ有する。このうちの各支持軸部 22、22 を上記各円孔 21、21 の内側に、ラジアルニードル軸受 24、24 を介して、回転自在に支持している。又、上記各枢支軸部 23、23 の周囲にパワーローラ 8、8 を、別のラジアルニードル軸受 25、25 を介して、回転自在に支持している。

【0009】

尚、上記 1 対の変位軸 7、7 は、上記入力軸 15 に対して 180 度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸 7、7 の各枢支軸部 23、23 が各支持軸部 22、22 に対し偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の回転方向に関し同方向（図 4 で左右逆方向）としている。又、偏心方向は、上記入力軸 15 の配設方向に対しほぼ直交する方向としている。従って、上記各パワーローラ 8、8 は、上記入力軸 15 の配設方向に関して若干の変位自在に支持される。この結果、回転力の伝達状態で構成各部材に加わる大きな荷重に基づく、これら構成各部材の弾性変形に起因して、上記各パワーローラ 8、8 が上記入力軸 15 の軸方向（図 3 の左右方向、図 4 の表裏方向）に変位する傾向となった場合でも、上記構成各部材に無理な力を加える事なく、この変位を吸収できる。

【0010】

又、上記各パワーローラ 8、8 の外端面と上記各トラニオン 6、6 の中間部内側面との間には、パワーローラ 8、8 の外端面の側から順に、請求項に記載したスラスト転がり軸受であるスラスト玉軸受 26、26 と、スラストニードル軸受 35、35 等のスラスト軸受とを設けている。このうちのスラスト玉軸受 26、26 は、上記各パワーローラ 8、8 に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ 8、8 の回転を許容するものである。この様な各スラスト玉軸受 26、26 を構成する為、上記各パワーローラ 8、8 の外端面に、深溝型或はアンギュラ型の内輪軌道 27、27 を形成している。又、上記各トラニオン 6、6 の内側面に上記各スラストニードル軸受 35、35 を介して支持した、外輪 28、28 の内側面に、深溝型或はアンギュラ型の外輪軌道 29、29 を形成している。そして、この外輪軌道 29、29 と上記内輪軌道 27、27 との間に、それぞれが請求項に記載した転動体である複数個ずつの玉 30、30 を、転動自在に設けている。これら各玉 30、30 は、保持器 31、31 により、円周方向に関して互いに離隔させた状態で転動自在に保持している。

【0011】

又、上記各スラストニードル軸受 35、35 或は滑り軸受等のスラスト軸受は、上記各パワーローラ 8、8 から上記各スラスト玉軸受 26、26 を構成する外輪 28、28 に加わるスラスト荷重を支承しつつ、前記各枢支軸部 23、23 及び上記外輪 28、28 が、前記支持軸部 22、22 を中心に揺動する事を許容する。

【0012】

更に、上記各トラニオン 6、6 の一端部（図 4 の左端部）にはそれぞれ駆動ロッド 32、32 を結合し、これら各駆動ロッド 32、32 の中間部外周面に駆動ピストン 33、33 を固設している。そして、これら各駆動ピストン 33、33 を、それぞれ駆動シリンダ 34、34 内に油密に嵌装している。

【0013】

上述の様に構成されるトロイダル型無段変速機の場合には、入力軸 15 の回転は、押圧装置 9 を介して入力側ディスク 2 に伝わる。そして、この入力側ディスク 2 の回転が、1 対のパワーローラ 8、8 を介して出力側ディスク 4 に伝わり、

更にこの出力側ディスク 4 の回転が、出力歯車 18 より取り出される。入力軸 15 と出力歯車 18 との間の回転速度比を変える場合には、上記 1 対の駆動ピストン 33、33 を互いに逆方向に変位させる。これら各駆動ピストン 33、33 の変位に伴って上記 1 対のトラニオン 6、6 が、それぞれ逆方向に変位し、例えば図 4 の下側のパワーローラ 8 が同図の右側に、同図の上側のパワーローラ 8 が同図の左側に、それぞれ変位する。この結果、これら各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a と上記入力側ディスク 2 及び出力側ディスク 4 の内側面 2a、4a との当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの変化に伴って上記各トラニオン 6、6 が、支持板 20、20 に枢支された枢軸 5、5 を中心として、互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図 1～2 に示した様に、上記各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a と上記各内側面 2a、4a との当接位置が変化し、上記入力軸 15 と出力歯車 18 との間の回転速度比が変化する。

【0014】

尚、この様に上記入力軸 15 と出力歯車 18 との間に回転力の伝達を行なう際には、構成各部材の弾性変形に基づいて上記各パワーローラ 8、8 が、上記入力軸 15 の軸方向に変位し、これら各パワーローラ 8、8 を枢支している前記各変位軸 7、7 が、前記各支持軸部 22、22 を中心として僅かに回動する。この回動の結果、前記各スラスト玉軸受 26、26 の外輪 28、28 の外側面と上記各トラニオン 6、6 の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受 35、35 が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。従って、上述の様に各変位軸 7、7 の傾斜角度を変化させる為の力が小さくて済む。

【0015】

又、上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速機の場合には、各パワーローラ 8、8 を回転自在に支持する為のスラスト玉軸受 26、26 を構成する保持器 31、31 に大きな力が加わり易く、これら各保持器 31、31 の耐久性を確保する事が難しい。この理由は、上記各スラスト玉軸受 26、26 を構成する複数個の玉 30、30 の公転速度がばらつく為である。特に、トロイダル型無

段変速機に組み込むスラスト玉軸受 26、26 は、次の①②の様な、トロイダル型無段変速機特有の問題として、上記公転速度のばらつきが大きくなる。

【0016】

① 上記各スラスト玉軸受 26、26 と共に上記各パワーローラ 8、8 を回転自在に支持するラジアルニードル軸受 25、25 の内部隙間が大きい事に加えて、トロイダル型無段変速機の運転時に上記各パワーローラ 8、8 には、スラスト荷重だけでなくラジアル荷重も加わる。

即ち、上記各パワーローラ 8、8 は、それぞれの周面 8a、8a を、入力側ディスク 2 の内側面 2a と出力側ディスク 4 の内側面 4a とに均等に当接させる必要がある。この為、上記各パワーローラ 8、8 の微妙な且つ迅速な変位を可能にすべく、上記各ラジアルニードル軸受 25、25 の内部隙間を大きくしている。この結果、上記各スラスト玉軸受 26、26 を構成する、上記各パワーローラ 8、8 の中心軸と各外輪 28、28 の中心軸とが不一致になり易い。

しかも、トロイダル型無段変速機の運転時に上記各パワーローラ 8、8 には、上記各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a と上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の内側面 2a、4a との転がり接触部から上記各パワーローラに加わる力（所謂 $2F_t$ のトラクション力）が、ラジアル荷重として加わる。そして、このラジアル荷重に基づいて、上記両中心軸同士が不一致になる。

そして、これら両中心軸同士が不一致になった場合には、上記各スラスト玉軸受 26、26 を構成する複数個の玉 30、30 の接触角が互いに異なってしまう。周知の様に、玉 30、30 等、転がり軸受を構成する転動体の公転速度はその接触角により変化するので、同一のスラスト玉軸受 26、26 を構成する複数個の玉 30、30 同士の接触角が異なると、これら各玉 30、30 の公転速度が互いに異なってしまう。

【0017】

② 上記各パワーローラ 8、8 が、円周方向に関して不均一に弾性変形する。

即ち、これら各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a は上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の内側面 2a、4a に、円周方向反対側（直径方向両端側）2 箇所位置で当接し、これら両側面 2a、4a から、径方向内方に向いた大きな押圧

力を受ける。この為、トロイダル型無段変速機の運転時に上記各パワーローラ 8、8 は、楕円形に弾性変形する。この様な弾性変形に基づき、上記各スラスト玉軸受 26、26 を構成する内輪軌道 27、27 の形状も楕円形に弾性変形し、これら各内輪軌道 27、27 と当接しつつ転動する、上記各玉 30、30 の公転速度が互いに異なる。

【0018】

何れにしても、トロイダル型無段変速機を構成するスラスト玉軸受 26、26 の場合には、複数個の玉 30、30 の公転速度がばらつき、しかもそのばらつきの程度が一般的な転がり軸受の場合に比べて著しくなる。この様に、上記各玉 30、30 の公転速度が互いに異なると、円周方向に隣り合う玉 30、30 同士の距離が変化する。図 5 は、上記スラスト玉軸受 26、26 を構成する玉 30、30 の円周方向位置（方位角）が、基準位置（公転速度がばらつかずに一定であると仮定した場合の位置）に比べてどの様にずれるかを表している。この図 5 から明らかな様に、上記スラスト玉軸受 26、26 を構成する各玉 30、30 の公転速度は、円周方向位置に応じて早くなったり遅くなったりする。

【0019】

この様に、上記スラスト玉軸受 26、26 を構成する各玉 30、30 の公転速度が変化すると、これら各玉 30、30 の転動面が、保持器 31 と干渉し、この保持器 31 に力が加わる。この結果、上記保持器 31 の一部に繰り返し曲げ応力が加わり、長期間に亙る使用に伴って、この保持器 31 に亀裂等の損傷が発生する可能性がある。保持器 31 を省略する事は、円周方向に隣り合う上記各玉 30、30 の転動面同士が当接し、互いに逆方向に変位する転動面同士が強く擦れ合って、トルク損失が大きくなる為、採用できない。

【0020】

この様な事情に鑑みて、特開 2001-4003 号公報には、保持器ポケットの内面と玉の転動面との間の隙間を大きくして、各玉の公転速度のばらつきに拘らず、これら両面同士が干渉する事を防止する構造が記載されている。又、特開 2001-50360 号公報には、円周方向に隣り合う玉同士の間に、セパレータを構成する互いに独立した素子を挟持する事により、円周方向に隣り合う玉の

転動面同士が接触するのを阻止する構造が記載されている。

【0021】

【発明が解決しようとする課題】

特開 2001-4003 号公報に記載されている様に、保持器のポケットの内面と玉の転動面との間の隙間を大きくする構造の場合には、トロイダル型無段変速機を増速側にして運転した場合に生じる振動が大きくなる。即ち、上記隙間の大きさは、各玉の公転速度のばらつきが大きくなる、トロイダル型無段変速機を減速側にして運転した状態に合わせて設定する。従って、増速側にして運転する際には、上記隙間が過大になり、上記保持器が振動し易くなる。そして、保持器が振動した場合には、振動自体で異音を発生する他、振動に伴って上記ポケットの内面と玉の転動面とが勢い良く衝突し、パワーローラ 8、8 を含むスラスト玉軸受 26、26 の耐久性を低下させる可能性がある。

【0022】

この様に、保持器のポケットの内面と玉の転動面との間の隙間の大きさにより、この保持器を含むトロイダル型無段変速機のスラスト玉軸受 26、26 の耐久性が影響を受ける点に就いて、図 6 を参照しつつ説明する。

先ず、図 6 (A) は、パワーローラ 8 の外端面に形成した内輪軌道 27 と外輪 28 の内側面に形成した外輪軌道 29 との間に、転動体である玉 30 が、自転しつつ公転すると共に、各ポケット 36 内にこの玉 30 を保持した保持器 31 が、この玉 30 に接触する事なく回転する状態を示している。

【0023】

次に、図 6 (B) は、玉 30 の公転速度と保持器 31 の回転速度とに差が生じた結果、この玉 30 の転動面と上記ポケット 36 の内面とが衝突した状態を示している。この状態では、これら両面に、それぞれ W なる、衝突に基づく力（衝突力）が加わる。一方、上記玉 30 には、この玉 30 の転動体荷重 Q に基づく摩擦力 f_s が作用していると考えられる。上記衝突力 W がこの摩擦力 f_s 以下 ($W \leq f_s$) であれば、上記衝突に拘らず、上記玉 30 は、その転動面と上記内輪軌道 27 及び外輪軌道 29 との当接部を滑らせる事なく転がり続ける。これに対して、上記衝突力 W がこの摩擦力 f_s よりも大きく ($W > f_s$) になると、上記玉 30

は、その転動面と上記内輪軌道 27 及び外輪軌道 29 との当接部を滑らせつつ転がる状態となる。この様に上記玉 30 の公転運動が滑りを伴うものになると、上記玉 30 の転動面と上記内輪軌道 27 及び外輪軌道 29 との当接部での発熱量が増大する。この結果、スラスト玉軸受 26 等のスラスト転がり軸受の転がり抵抗が増大してトロイダル型無段変速機の効率が低下するだけでなく、上記転動面並びに上記各軌道 27、29 の耐久性が低下する。

【0024】

次に、上記衝突力 W の大きさに就いて考える。保持器 31 の回転速度が玉 30 の公転速度よりも早くなり、この保持器 31 のポケット 36 の内面が、図 6 (A) に矢印イで示す様に、相対速度（衝突速度） v で上記玉 30 の転動面に近付いてこれら両面同士が衝突したと仮定する。この衝突時には、上記保持器 31 のポケット 36 の内面部分が、図 6 (C) (D) に示す様にばねとして機能し、運動エネルギーを自身の剛性により支承して、上記衝突力 W を発生させるものと考えられる。この様に上記ポケット 36 の内面部分で衝突力 W に変換される運動エネルギーは、上記保持器 31 の質量を m とした場合に、

$$m \cdot v^2 / 2$$

で表される。

又、保持器 31 の剛性により上記衝突力 W に対向するエネルギーは、この保持器 31 のばね定数を k 、衝突に伴う撓み量を x とした場合に、

$$k \cdot x^2 / 2$$

で表される。

上記保持器 31 の側から見た場合に上記衝突力 W は、

$$W = k \cdot x$$

であるから、

$$k \cdot x^2 / 2 = W^2 / 2k$$

で表される。

又、エネルギー保存の法則から、

$$W^2 / 2k = m \cdot v^2 / 2$$

$$W = (m \cdot k)^{1/2} \cdot v$$

である。

この式から、上記保持器 31 の質量 m 及び剛性（ばね定数 k ）が大きくなる程、又、ポケット 36 の内面と玉 30 の転動面との衝突速度 v が大きい程、衝突力 W が大きくなる事が分かる。

又、このうちの衝突速度 v は、上記玉 30 に対する上記保持器 31 の加速度 α と、この玉 30 の転動面とこの保持器 31 のポケット 36 の内面との間の隙間の大きさ C とから、

$$v = (2 \alpha \cdot C)^{1/2}$$

で表される。

この式から、上記隙間 C が大きくなる程衝突速度が大きくなり、衝突力 W が大きくなる事が分かる。又、この事から、前記特開 2001-4003 号公報に記載されている様に、上記玉 30 の転動面とこの保持器 31 のポケット 36 の内面との間の隙間を大きくする事は、トロイダル型無段変速機を増速状態で運転し、玉 30 に対する保持器 31 のがたつきが大きくなった場合に発生する振動が大きくなり、何らかの対策も施さない場合には、耐久性低下の原因になる事が分かる。

【0025】

一方、前述の特開 2001-50360 号公報に記載された構造の場合には、セパレータを構成する各素子の姿勢を安定させる事が難しく、やはりトロイダル型無段変速機の運転時にスラスト玉軸受 26、26 部分で振動が発生するのを抑える事が難しい。

玉の公転速度のばらつきに伴う保持器の破損防止を図る技術としてはこの他にも、特開 2001-254792 号公報に記載されたものが知られているが、やはり同様の問題を有する。

本発明は、この様な事情に鑑みて、一体型の保持器を使用し、且つ、各ポケットの内面と各転動体の転動面との間の隙間を大きくしても、上記保持器を含むスラスト転がり軸受の耐久性を確保できる条件を明示すべく発明したものである。

【0026】

【課題を解決するための手段】

本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した従来から知られているトロイダル型無段変速機と同様に、第一、第二のディスクと、複数のトラニオンと、複数の変位軸と、複数のパワーローラと、複数のスラスト転がり軸受とを備える。

このうちの第一、第二のディスクは、互いの内側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、且つ互いに独立した回転自在に支持されている。

又、上記各トラニオンは、それぞれが上記第一、第二のディスクの中心軸に対し捻れの位置にある、互いに同心の1対の枢軸を中心として揺動する。

又、上記各変位軸は、それぞれの一部を上記各トラニオンの内側面から突出させた状態で、これら各トラニオンに支持されている。

又、上記各パワーローラは、上記各変位軸の一部で上記各トラニオンの内側面から突出した部分の周囲に回転自在に支持された状態で、上記第一、第二の両ディスク同士の間挟持されている。

更に、上記各スラスト転がり軸受は、上記各パワーローラの外端面と上記各トラニオンの内側面との間に設けられて、これら各パワーローラに加わるスラスト荷重を支承する。

そして、上記各スラスト転がり軸受は、上記各パワーローラの外端面に形成された内輪軌道と、上記各トラニオンの内側面に支持された外輪の内側面に形成された外輪軌道と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の転動体と、これら各転動体を転動自在に保持する円環状の保持器とを備えたものである。

【0027】

特に、本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、上記保持器を構成する保持器材料の密度を ρ_d とし、この保持器材料の弾性率を E_d とし、上記各転動体を構成する転動体材料の密度を ρ_c とし、この転動体材料の弾性率を E_c とした場合に、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ を満たす。

【0028】

【作用】

上述の様に構成する本発明のトロイダル型無段変速機によれば、一体型の保持器を使用し、且つ、各ポケットの内面と各転動体の転動面との間の隙間を大きく

しても、上記保持器を含むスラスト転がり軸受の耐久性を確保できる。

即ち、本発明の場合には、上記保持器の材料の密度 ρ_d と、この保持器の材料の弾性率 E_d と、転動体の材料の密度 ρ_c と、この転動体の材料の弾性率 E_c との関係、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ としている為、保持器のポケットの内面と転動体の転動面との当接部に発生する衝突力を抑えて、上記保持器を含むスラスト転がり軸受の耐久性を確保できる。この理由に就いて、以下に説明する。

【0029】

先ず、或る部材、即ち、保持器或は転動体の質量 m は、当該部材を構成する材料の密度を ρ 、体積を V とすれば、

$$m = \rho \cdot V$$

で表せる。当該部材の形状が同じであれば、

$$m \propto \rho$$

である。

当該部材の剛性 k に関しても、形状が同じであれば、当該部材を構成する材料の弾性係数（弾性率） E を使用して、

$$k \propto E$$

で表される。

又、運転状態が同じであると仮定すると、或る部材同士、即ち保持器と転動体との相対速度 v も一定であると考えられる為、衝突力 W は、

$$W \propto (\rho \cdot E)^{1/2}$$

で表される。

そこで、衝突力 W に影響を与える $(\rho \cdot E)^{1/2}$ の値が種々異なる材料により、形状及び寸法が同じで、玉 30 との公転速度の差が最大となる減速側でも（公転速度の差によっては）干渉しない程度にポケット内面と各転動面との間の隙間を大きく設定した複数種類の保持器 31 を造り、材料の相違が、この保持器 31 を含むスラスト玉軸受 26 の耐久性に及ぼす影響を知る為、上記各面同士の間の隙間が過大になる増速側での実験を行なった。そして、この実験に基づいて、前記 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ なる条件を求めた。この様

な実験の条件及び結果を、次の表 1、2 に示す。

【0030】

【表 1】

	鉄	黄銅 (HBsC1)	Ti合金	Al合金 (ジュラルミン)	Mg合金
密度 ρ (g/cm ³)	7.9	8.5	5	2.7	1.7
弾性率E (MPa)	200009.8	102900	100000	70560	44100
$\rho \cdot E$	1580077.42	874650	500000	190512	74970
$(\rho \cdot E) / (\rho \cdot E)_{\text{steel}}$	1.000	0.554	0.316	0.121	0.047
$\{(\rho \cdot E) / (\rho \cdot E)_{\text{steel}}\}^{1/2}$	1.000	0.744	0.563	0.347	0.218
耐久実験結果	154hr で剥離	196hr で剥離	250hr 問題なし	250hr 問題なし	250hr 問題なし
耐久実験後の保持器の ポケット内面状態	焼き付き、 摩耗あり	焼き付き、 摩耗あり	軽微な 摩耗あり	軽微な 摩耗あり	軽微な 摩耗あり
判定	×	×	○	○	○

【0031】

【表 2】

	PA66 (GF25%)	PEEK (未強化)	PEEK (CF30%)	PPS (CF15%)	PPS (CF30%)	PA46 (未強化)	PA46 (GF30%)	PI (CF添加)
密度 ρ (g/cm ³)	1.3	1.32	1.48	1.39	1.48	1.18	1.41	1.43
弾性率 E (MPa)	5782	4200	20200	12000	19000	3200	8500	22540
$\rho \cdot E$	7516.6	5544	29896	16680	28120	3776	11985	32232.2
$(\rho \cdot E)/(\rho \cdot E)_{\text{steel}}$	0.005	0.004	0.019	0.011	0.018	0.002	0.008	0.020
$[(\rho \cdot E)/(\rho \cdot E)_{\text{steel}}]^{1/2}$	0.069	0.059	0.138	0.103	0.133	0.049	0.087	0.143
耐久実験結果	250hr 問題なし	250hr 問題なし	250hr 問題なし	250hr 問題なし	250hr 問題なし	250hr 問題なし	250hr 問題なし	250hr 問題なし
耐久実験後の保持器の ボケット内面状態	焼き付き、 摩耗なし	焼き付き、 摩耗なし	焼き付き、 摩耗なし	焼き付き、 摩耗なし	焼き付き、 摩耗なし	焼き付き、 摩耗なし	焼き付き、 摩耗なし	焼き付き、 摩耗なし
判定	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎

【0032】

これら表1、2のうち、表1は、金属材料の場合を、表2は同じく合成樹脂材料の場合を、それぞれ示している。又、玉30（転動体）の材料は、何れも鉄と

した。従って、転動体を構成する転動体材料の密度 ρ_c と、この転動体材料の弾性率 E_c との積 ($\rho_c \cdot E_c$) の値は、何れの場合も、表 1 の鉄の欄に記載した「1580077.42」である。これに対して、保持器 31 を構成する保持器材料の密度 ρ_d と、この保持器材料の弾性率 E_d との積 ($\rho_d \cdot E_d$) の値は、上記表 1、2 に記載した様に種々異なる。

【0033】

この様な条件で行なった事件の結果を示す上記表 1、2 から明らかな通り、保持器 31 を構成する保持器材料の密度 ρ_d と、この保持器材料の弾性率 E_d と、上記各玉 30 を構成する転動体材料の密度 ρ_c と、この転動体材料の弾性率 E_c とを、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ を満たす様に規制すれば、上記保持器 31 を含むスラスト玉軸受 26 の耐久性を確保できる。

即ち、保持器 31 を、密度 ρ_d と弾性率 E_d との積 ($\rho_d \cdot E_d$) が大きな鉄又は黄銅により造って、鉄製の玉 30 と組み合わせた場合には、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} > 0.7$ となり、ポケット 36 の内面に関しても、内輪軌道 27 及び外輪軌道 29 に関しても、十分な耐久性を得られなかった。

【0034】

これに対し、保持器 31 を、チタン (Ti) 合金、アルミニウム (Al) 合金 (ジュラルミン)、マグネシウム (Mg) 合金により造った場合には、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ を満たし、ポケット 36 の内面と、内輪軌道 27 及び外輪軌道 29 との何れに関しても、実用上必要とされる耐久性を得られた。即ち、この場合には、内輪軌道 27 及び外輪軌道 29 に関しては十分な耐久性 (剥離寿命) を得られ、ポケット 36 の内面に関しても、軽微な摩耗が発生したのみであった。

【0035】

更に、保持器 31 を、ポリアミド (PA) 66、ポリエーテルエーテルケトン (PEEK)、ガラス繊維強化ポリエーテルエーテルケトン、炭素繊維強化ポリフェニレンサルファイド (PPS)、ポリアミド 46、ガラス繊維強化ポリアミド 46、炭素繊維強化ポリイミド (PI) により造った場合には、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.2$ (実験例の場合には 0.15) を満たし、

ポケット 36 の内面と、内輪軌道 27 及び外輪軌道 29 との何れに関しても、実用上必要とされる耐久性を得られた。即ち、この場合には、内輪軌道 27 及び外輪軌道 29 に関しては十分な耐久性（剥離寿命）を得られただけでなく、ポケット 36 の内面に関しても、焼き付きや摩耗が発生しなかった。

【0036】

この様な、前記表 1、2 にその条件及び結果を示した実験から明らかな通り、保持器 31 を構成する保持器材料の密度 ρ_d と、この保持器材料の弾性率 E_d と、上記各玉 30 を構成する転動体材料の密度 ρ_c と、この転動体材料の弾性率 E_c とを、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ を満たす様に規制すれば、上記保持器 31 を含むスラスト玉軸受 26 の耐久性を、実用上十分な程度に確保できる。更には、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.2$ を満たす様に規制すれば、より優れた耐久性を得られる。

【0037】

尚、上述の実験は、転動体として鉄（軸受鋼）製の玉 30 を使用した場合に就いて説明した。但し、保持器材料の密度 ρ_d と、この保持器材料の弾性率 E_d と、転動体材料の密度 ρ_c と、この転動体材料の弾性率 E_c との関係を $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ とする事により優れた耐久性を得られる事は、転動体が鉄製の円すいころである場合も、或はセラミック製の玉或は円すいころである場合も同様である。

【0038】

【発明の実施の形態】

本発明の特徴は、各トラニオン 6、6 の内側面に各パワーローラ 8、8 を回転自在に支持する為の、スラスト玉軸受 26、26 等のスラスト転がり軸受の耐久性を確保する為、このスラスト転がり軸受に組み込む保持器 31 の特性値を、玉 30 等の転動体の特性値との関係で規制する点にある。図面に表れる構造に関しては、前述の図 3～4 に示した構造を含め、特許公報等多くの刊行物に記載されて従来から知られているトロイダル型無段変速機と同様である。よって、具体的構造に就いては、重複する図示並びに説明は省略する。

【0039】

【発明の効果】

本発明は、以上に述べた通り構成され作用する為、優れた伝達効率及び耐久性を有するトロイダル型無段変速機を実現できる。

【図面の簡単な説明】**【図 1】**

従来から知られたトロイダル型無段変速機の基本的構成を、最大減速時の状態で示す側面図。

【図 2】

同じく最大増速時の状態で示す側面図。

【図 3】

従来の具体的構造の 1 例を示す断面図。

【図 4】

図 3 の A-A 断面図。

【図 5】

スラスト玉軸受を構成する玉の円周方向に関する基準位置とのずれを表す線図。

【図 6】

本発明の作用を説明する為に使用する、保持器に設けたポケットの内面と転動体の転動面との衝突状態を示す模式図。

【符号の説明】

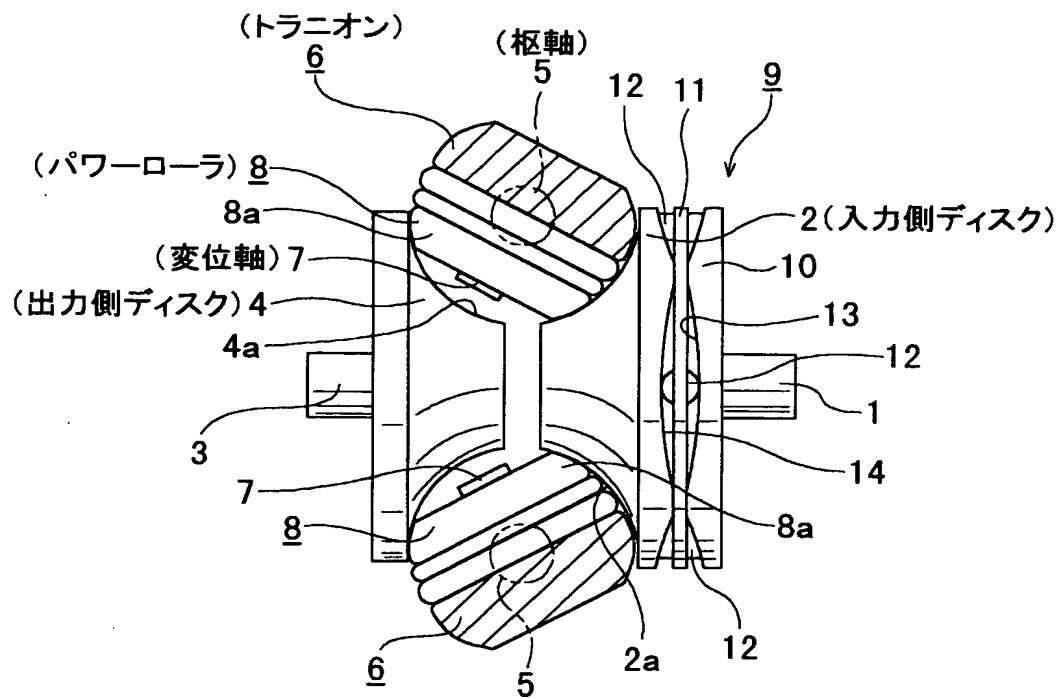
- 1 入力軸
- 2 入力側ディスク
- 2 a 内側面
- 3 出力軸
- 4 出力側ディスク
- 4 a 内側面
- 5 枢軸
- 6 トラニオン
- 7 変位軸

- 8 パワーローラ
- 8 a 周面
- 9 押圧装置
- 1 0 カム板
- 1 1 保持器
- 1 2 ローラ
- 1 3 駆動側カム面
- 1 4 被駆動側カム面
- 1 5 入力軸
- 1 6 ニードル軸受
- 1 7 鏑部
- 1 8 出力歯車
- 1 9 キー
- 2 0 支持板
- 2 1 円孔
- 2 2 支持軸部
- 2 3 枢支軸部
- 2 4 ラジアルニードル軸受
- 2 5 ラジアルニードル軸受
- 2 6 スラスト玉軸受
- 2 7 内輪軌道
- 2 8 外輪
- 2 9 外輪軌道
- 3 0 玉
- 3 1 保持器
- 3 2 駆動ロッド
- 3 3 駆動ピストン
- 3 4 駆動シリンダ
- 3 5 スラストニードル軸受

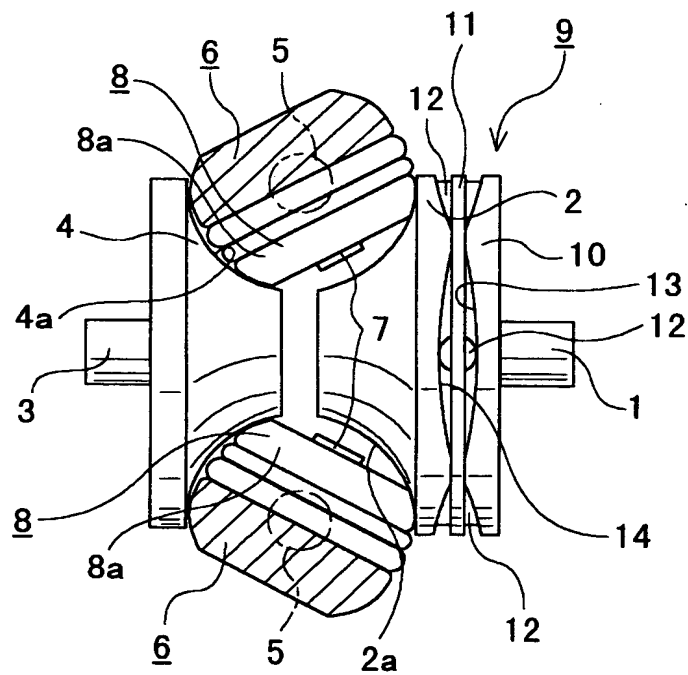
3 6 ポケット

【書類名】 図面

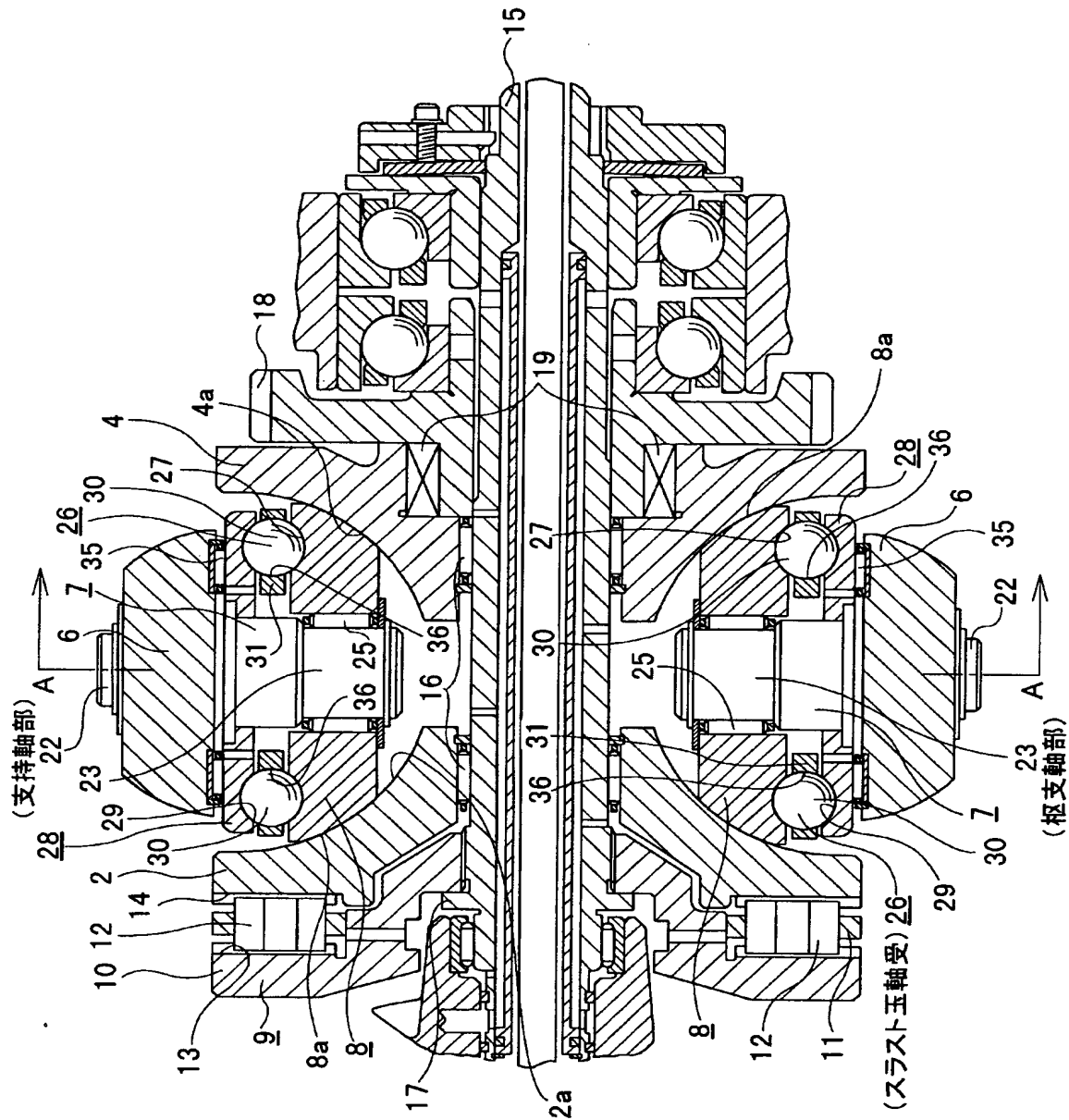
【図 1】



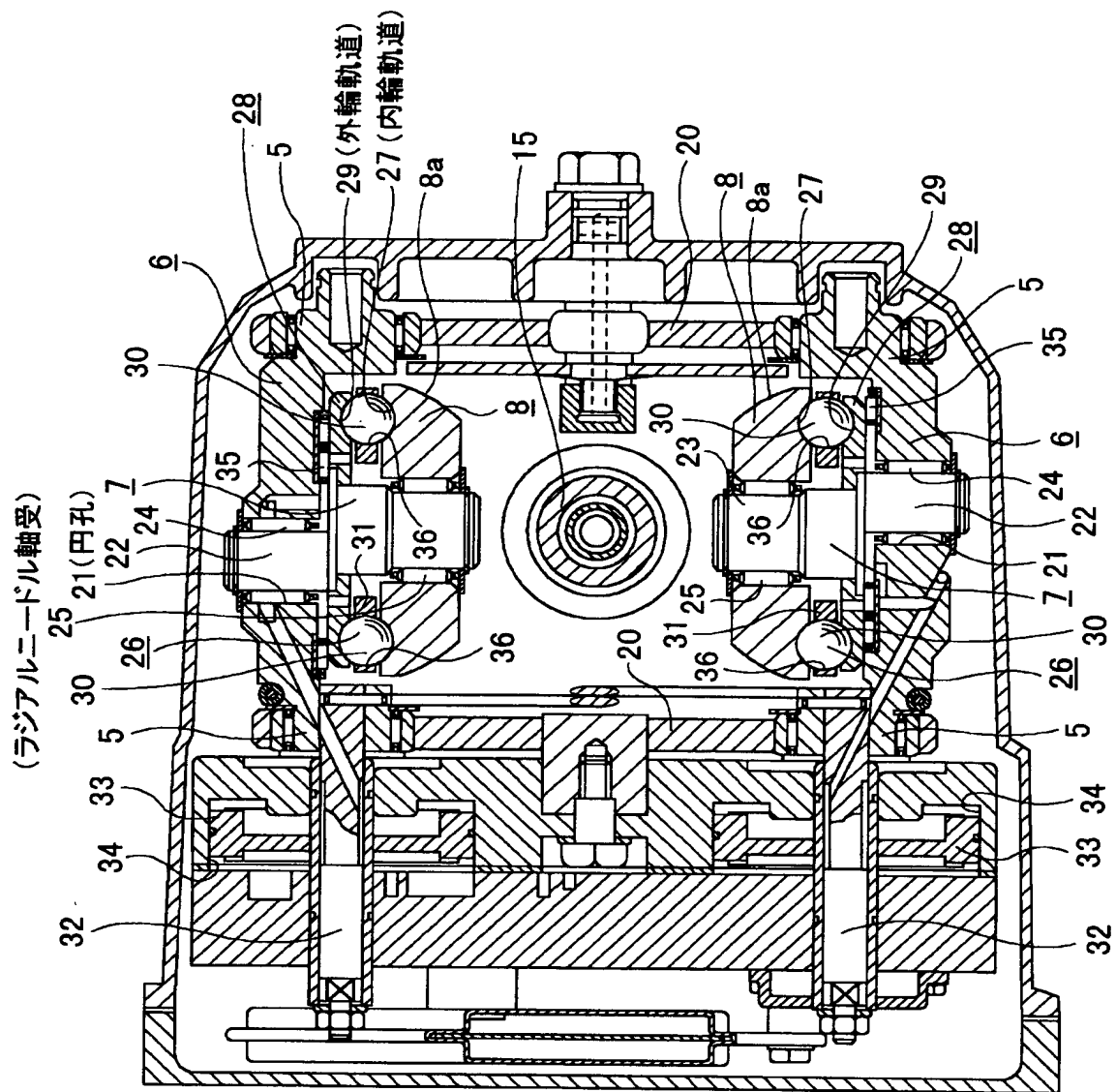
【図 2】



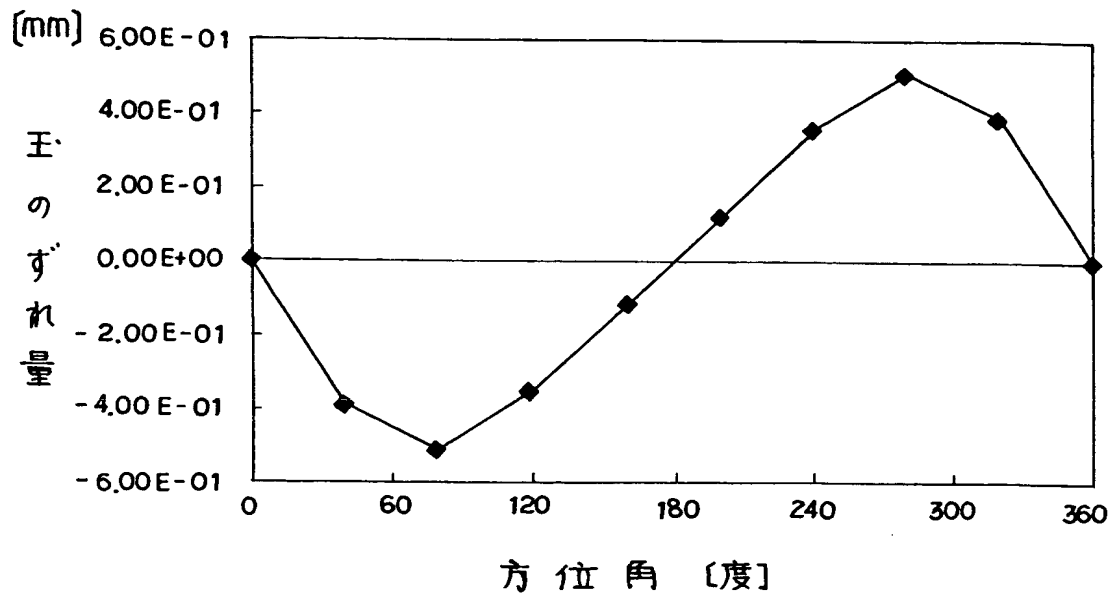
【図 3】



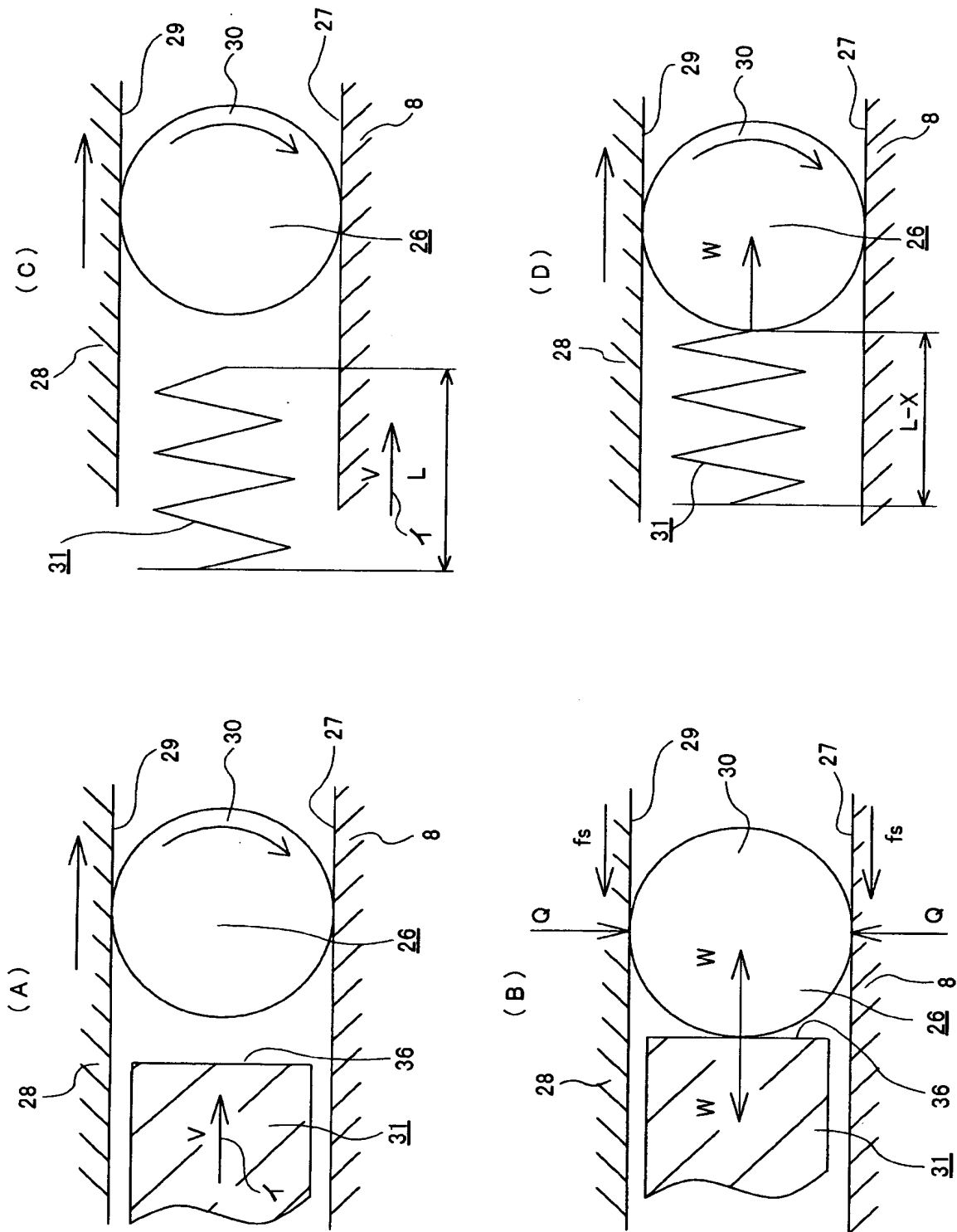
【図 4】



【図 5】



【図6】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 伝達効率を低下させる事なく、パワーローラを支承するスラスト玉軸受 26 を構成する保持器 31 及び内輪、外輪各軌道 27、29 の損傷を防止する。

【解決手段】 この保持器 31 を構成する保持器材料の密度を ρ_d とし、この保持器材料の弾性率を E_d とし、各玉（転動体）30、30 を構成する転動体材料の密度を ρ_c とし、この転動体材料の弾性率を E_c とした場合に、 $\{(\rho_d \cdot E_d) / (\rho_c \cdot E_c)\}^{1/2} \leq 0.6$ を満たす。この構成により、保持器 31 のポケット 36 の内面と玉 30 の転動面との間の隙間を大きくした場合でも、玉 30 と保持器 31 との間で生じる衝突力を抑えて、上記各部の損傷を防止する。

【選択図】 図 3

特願 2 0 0 2 - 2 5 0 4 1 9

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 4 2 0 4]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 9 日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都品川区大崎 1 丁目 6 番 3 号

氏 名

日本精工株式会社